

⑤1

Int. Cl. 2:

**F 16 H 1/32**

F 16 H 25/06

①9

**BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND**

**DEUTSCHES**



**PATENTAMT**

**Behördeneigentum**

**DT 25 45 681 A 1**

①1

**Offenlegungsschrift**

**25 45 681**

②1

Aktenzeichen:

P 25 45 681.9-12

②2

Anmeldetag:

11. 10. 75

④3

Offenlegungstag:

14. 4. 77

③0

Unionspriorität:

③2 ③3 ③1

⑤4

Bezeichnung:

Getriebe

⑦1

Anmelder:

Fickelscher, Kurt G., 6710 Frankenthal

⑦2

Erfinder:

gleich Anmelder

Prüfungsantrag gem. § 28 b PatG ist gestellt

**DI 25 45 681 A 1**

A n s p r ü c h e

1. Getriebe zur Übertragung von Drehbewegungen, insbesondere für mittlere und hohe Untersetzungsverhältnisse, mit einem innenverzahnten Hohlrad, mit dessen Innenzähnen die Außenzähne eines Ringelementes kämmen, sowie mit einer von innen gegen das Ringelement drückenden, Drehmoment übertragenden Drehscheibe, deren Welle mit der mathematischen Achse des Hohlrades fluchtet, wobei die Zähnezahlen des Hohlrades und des Ringelementes verschieden sind, dadurch gekennzeichnet, daß neben dem ersten Hohlrad (4) und coaxial zu diesem ein zweites Hohlrad (2) angeordnet ist, welches zwei Zähne weniger hat als das erste Hohlrad, daß die beiden Zahnreihen der beiden Hohlräder (2, 4) eine virtuelle dritte Zahnreihe bilden, deren Zahnlückenspitzen (20) auf einem Kreis (22) liegen, dessen Mitte (24) um etwa die halbe Zahnhöhe des Ringelementes (6) exzentrisch zur mathematischen Achse (16) der beiden Hohlräder liegt, daß das starr ausgebildete kreisrunde Ringelement (6) konzentrisch zur Kreismitte (24) der virtuellen dritten Zahnreihe angeordnet ist, mit seinen Außenzähnen (7) mit dieser kämmt und einen Zahn weniger hat als das erste Hohlrad (4), und daß die Drehscheibe (8) derart kreisrund ausgebildet ist, daß ihre Scheibenmitte mit der Kreismitte (24) der virtuellen dritten Zahnreihe zusammenfällt (Fig. 1 und 2).
2. Getriebe nach Anspruch 1 für kleine Untersetzungen (beispielsweise für Untersetzungsverhältnisse unter 40), dadurch gekennzeichnet, daß zur Erzielung einer konstanten Teilung (Abstand der Zahnlückenspitzen 20) der virtuellen dritten Zahnreihe die beiden die Zähne der beiden Hohlräder (2, 4) halbierenden Kreise (19) miteinander zusammenfallen (Fig. 2).

709815/0644

ORIGINAL INSPECTED

3. Getriebe nach Anspruch 1, für große Untersetzungen (beispielsweise für Untersetzungsverhältnisse über 40), dadurch gekennzeichnet, daß zur Erzielung einer konstanten Teilung (Abstand der Zahnflankenspitzen) der virtuellen dritten Zahnreihe die beiden die Zahnflankenspitzen (12, 14) der beiden Hohlräder (2, 4) miteinander verbindenden Kopfkreise (18) miteinander zusammenfallen (Fig. 1).
4. Getriebe nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Zahnflanken der Zähne der beiden Hohlräder (2, 4) und des Ringelementes (6) eben sind.
5. Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zum Ausgleich der ungleichmäßigen Teilung (Abstand der Zahnflankenspitzen 20) der virtuellen dritten Zahnreihe die Außenzähne des Ringelementes (6) in Umfangsrichtung verschiebbar sind (Fig. 9 - 13).
6. Getriebe nach Anspruch 1 oder folgenden, dadurch gekennzeichnet, daß sich die Untersetzungsverhältnisse und Drehrichtungen bei Antrieb der Drehscheibe (8) oder eines der beiden Hohlräder (2, 4) aus der Tabelle der Fig. 16 ergeben.
7. Getriebe zur Übertragung von Drehbewegungen, insbesondere für mittlere und hohe Untersetzungsverhältnisse, mit einem innenverzahnten Hohlrad, mit dessen Innenzähnen die Außenzähne eines Ringelementes kämmen, sowie mit einer von innen gegen das Ringelement drückenden, Drehmoment übertragenden elliptischen Drehscheibe, deren Welle mit der mathematischen Achse des Hohlrades fluchtet, wobei das Hohlrad zwei Zähne mehr hat als das Ringelement, dadurch gekennzeichnet, daß neben dem ersten Hohlrad (104) und koaxial zu diesem ein zweites Hohlrad (102) angeordnet ist, welches vier Zähne weniger hat als das erste Hohlrad, daß die beiden Zahnreihen der beiden Hohlräder eine virtuelle dritte Zahnreihe

- bilden, deren Zahnflückenspitzen (120) auf einer Ellipse liegen, deren Brennpunkte um die Zahnhöhe exzentrisch zur mathematischen Achse der beiden Hohlräder liegen, daß das elliptische Ringelement (106) die gleichen Brennpunkte hat wie die virtuelle dritte Zahnreihe und mit seinen Außenzähnen (107) mit dieser kämmt, und daß die Brennpunkte der elliptischen Drehscheibe (108) mit denen der virtuellen dritten Zahnreihe zusammenfallen (Fig. 7 und 8).
8. Getriebe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das elliptische Ringelement (106) starr ausgebildet ist und daß seine Außenzähne auf ihm in Umfangsrichtung verschiebbar angeordnet sind (Fig. 7 links; Fig. 9 - 13).
  9. Getriebe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das elliptische Ringelement (106, 306) verformbar ausgebildet ist (Fig. 7 rechts; Fig. 14 und 15).
  10. Getriebe nach Anspruch 1 oder folgenden, dadurch gekennzeichnet, daß das Ringelement (6) mit Walzen (25, 125, 325) oder Kugeln auf der Drehscheibe (8, 108, 308) gelagert ist.
  11. Getriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 7 und 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Ringelement (306) ein um die Drehscheibe (308) gelegtes, im Querschnitt zick-zackförmiges Blech aufweist, dessen Zacken die Zähne des Ringelementes bilden.
  12. Getriebe nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß das zick-zackförmige Blech auf einem Ring (305) sitzt, welcher mit Walzen (325) oder Kugeln auf der Drehscheibe (308) gelagert ist.

Anmelder: Kurt G. Fickelscher, 671 Frankenthal, Herderstraße 19

### Getriebe

Die Erfindung betrifft ein Getriebe zur Übertragung von Drehbewegungen, insbesondere für mittlere und hohe Übersetzungsverhältnisse, mit einem innenverzahnten Hohlrad, mit dessen Innenzähnen die Außenzähne eines Ringelementes kämmen, sowie mit einer von innen gegen das Ringelement drückenden, Drehmoment übertragenden Drehscheibe, deren Welle mit der mathematischen Achse des Hohlrades fluchtet, wobei die Zähnezahlen des Hohlrades und des Ringelementes verschieden sind.

Ein derartiges Getriebe ist aus der deutschen Patentschrift 1 135 259 sowie einem Prospekt "Harmonic Drive", Druck-Nr. 5000/9/71 bekannt. Hält man bei diesem bekannten Getriebe eines der drei Bauelemente - Hohlrad, Ringelement oder Drehscheibe - fest, so kann man von den beiden anderen wahlweise das eine oder andere zum An- oder Abtrieb verwenden und somit insgesamt sechs verschiedene Über- und Untersetzungen realisieren. In allen Fällen verformt die Drehmoment übertragende Drehscheibe (im Prospekt "wave generator" genannt) das Ringelement (im Prospekt "flex spline" genannt), welches aus diesem Grunde dünn und elastisch ausgebildet sein muß.

Das Ringelement ist als längliche Büchse ausgebildet, deren Länge so groß sein muß, daß dort, wo das Drehmoment abgenommen oder aufgegeben wird, die Verformungen abgeklungen sind. Diese bekannte Konstruktion hat verschiedene Nachteile:

1. Ein erster Nachteil des bekannten Getriebes besteht in großen baulichen Abmessungen der länglichen Büchse.
2. In allen Betriebsarten wird von dem Ringelement ein Drehmoment übertragen, entweder auf ein Lager oder auf eines der beiden anderen Bauelemente. Das übertragbare Dreh-

moment ist dadurch begrenzt, daß das Ringelement, der Verformbarkeit wegen, dünn und elastisch ausgebildet ist. Die Begrenzung des Drehmomentes ist ein zweiter Nachteil des bekannten Getriebes.

3. Ein dritter Nachteil ist darin zu sehen, daß die Verformungen des Ringelementes einen Verschleiß bewirken, da sie unter Belastung (Drehmoment) erfolgen.
4. Weiterhin ermöglicht das bekannte Getriebe Übersetzungen ins Schnelle, ist also nicht "selbstsperrend". Da Übersetzungen ins Schnelle bei Übersetzungsverhältnissen über 50 kaum sinnvoll sind, ist das Fehlen einer Selbstsperrung ein vierter Nachteil des bekannten Getriebes. Unter einer "Selbstsperrung" soll hierbei verstanden werden, daß ein auf die Abtriebswelle wirkendes Drehmoment nicht die Antriebswelle drehen kann; die "Sperrung" bezieht sich also auf ein von der Abtriebsseite eingeleitetes Drehmoment. Nur von der Antriebsseite her kann ein Drehmoment eingeleitet und der Abtriebswelle mitgeteilt werden. Bekannte Getriebe erreichen dies nur mit hohem technischen Aufwand und/oder unvollkommen.
5. Beim bekannten Getriebe sind ca. 15 % der Zähne miteinander im Eingriff; dies ist insofern ein Nachteil des bekannten Getriebes, als ein höherer Prozentsatz das Ringelement und die Zähne weniger beanspruchen würde.
6. Schließlich kann beim bekannten Getriebe ein geringes Zahnflankenspiel nur durch erhöhte Fertigungsgenauigkeit erreicht werden.

- 6.  
- 2 -

Der Erfindung liegt die Aufgabenstellung zugrunde, das eingangs angegebene Getriebe dahingehend zu verbessern, daß die vorstehend genannten sechs Nachteile des Standes der Technik vermindert oder vermieden werden.

Diese Aufgabenstellung wird durch die Merkmale des Kennzeichens des Patentanspruches 1 gelöst. Vorteilhaft ist hierbei entweder die Teilung der virtuellen dritten Zahnreihe gemäß Anspruch 2 und 3 konstant (wobei vorteilhaft gemäß Anspruch 4 alle Zahnflanken eben sind), oder die Außenzähne des Ringelementes sind gemäß Anspruch 5 in Umfangsrichtung verschiebbar.

Eine weitere Lösung der der Erfindung zugrundeliegenden Aufgabenstellung, ebenfalls ausgehend von der Konstruktion der deutschen Patentschrift 1 135 259 und des eingangs genannten Prospektes, ist in Anspruch 7 angegeben.

Vorteilhaft kann man hierbei das elliptische Ringelement starr ausbilden, wobei dann seine Außenzähne auf ihm in Umfangsrichtung verschiebbar angeordnet sind. Andererseits ist es auch möglich, das elliptische Ringelement verformbar auszubilden, wie dies im Prinzip aus der deutschen Patentschrift 1 135 259 bekannt ist. Die erfindungsgemäße Konstruktion hat dann allerdings nicht die Nachteile, die die Konstruktion der deutschen Patentschrift 1 135 259 aufweist, da erfindungsgemäß das Ringelement kein Drehmoment überträgt. Aus diesem Grunde kann das elliptische Ringelement dünn ausgebildet sein, wie dies für die Verformbarkeit erforderlich ist, ohne daß hierdurch der Anwendungsbereich in Richtung auf hohe Drehmomente begrenzt wäre. Auch ist es nicht erforderlich, das elliptische Ringelement als längliche Büchse auszubilden, denn es werden ja keine Drehmomente

709815/0644

- 7.  
- \* -

übertragen; die baulichen Abmessungen bleiben somit klein. Schließlich bewirkt die Verformung des Ringelementes bei der erfindungsgemäßen Konstruktion nur einen minimalen Verschleiß, da die Verformung nicht, wie bei der Konstruktion der deutschen Patentschrift 1 135 259 und des eingangs genannten Prospektes, mit einer Drehmoment-Übertragung einhergeht.

Vorteilhaft ist, wie dies an sich aus dem eingangs genannten Prospekt bekannt ist, das Ringelement mit Walzen oder Kugeln auf der Drehscheibe gelagert. Hierdurch werden bei schnell laufenden Getrieben die Reibungsverluste herabgesetzt; bei Stellgetrieben ist eine derartige Lagerung nicht unbedingt erforderlich.

Besonders einfach läßt sich das Ringelement aus einem Blech durch zick-zack-förmiges Biegen herstellen (Anspruch 12). Das zick-zack-förmig gebogene Blech wird einfach um die Drehscheibe herumgelegt. Ein Verschweißen an der Stoßstelle ist nicht erforderlich, da das zick-zack-förmige Blech in Richtung des Umfanges keine Kräfte zu übertragen braucht.

Bei Stellgetrieben genügt es, wenn das zick-zack-förmige Blech, welches in diesem Fall allein das Ringelement bildet, direkt auf der Drehscheibe sitzt. Die bei einem Stellgetriebe geringfügige Verschiebung zwischen der Drehscheibe und dem das Ringelement bildenden zick-zack-förmigen Blech verursacht nur geringe Reibungskräfte, welche nicht stören. Bei schneller laufenden Getrieben dagegen sitzt vorteilhaft das zick-zack-förmige Blech auf einem Ring, welcher mit Walzen oder Kugeln auf der Drehscheibe gelagert ist.



- 8 -

Vorteilhafte Ausführungsbeispiele der Erfindung sind schematisch in den Zeichnungen dargestellt. Es zeigen:

Fig. 1 einen Querschnitt durch ein Getriebe längs der Linie I - I der Fig. 3, mit einer virtuellen Zahnreihe gemäß Anspruch 3,

Fig. 2 die Überlappung der Zähne beider Hohlräder zur virtuellen dritten Zahnreihe, gemäß Anspruch 2,

Fig. 3 einen Längsschnitt des Getriebes der Fig. 1,

Fig. 4 bis 6 die Anordnung eines Zahnes des Ringelementes zwischen benachbarten Zähnen der Hohlräder,

Fig. 7 und 8 Abbildungen einer zweiten erfindungsgemäßen Ausführungsform des Getriebes, entsprechend den Fig. 1 und 2, wobei Fig. 7 ein Schnitt längs der Linie VII - VII durch den Gegenstand der Fig. 8 ist,

Fig. 9 bis 13 die verschiebbare Anordnung von Zähnen auf dem Ringelement,

Fig. 14 und 15 die Ausbildung des Ringelementes nach Anspruch 11 und 12,

Fig. 16 eine Tabelle zur Erläuterung der Übersetzungsverhältnisse.

Gemäß den Fig. 1 und 3 weist das Getriebe zwei innenverzahnte Hohlräder 2 und 4 auf. Gemäß der Schnittführung I - I durch Fig. 3 liegt das innenverzahnte Hohlrad 2 hinter dem innenverzahnten Hohlrad 4. Aus diesem Grunde sind die Flanken der Zähne des Hohlrades 2 zum Teil durch die Zähne des Hohlrades 4 verdeckt und insoweit in Fig. 1 nur gestrichelt angedeutet.

Im rechten oberen Viertel der Fig. 1 sind nur die Zähne des innenverzahnten Hohlrades 4 dargestellt.

- 9.  
- 6 -

In der Darstellung der Fig. 1 erkennt man, daß die von den Flanken der Zahnreihen 2 und 4 gebildeten Zick-zack-Linien sich derart überlappen, daß eine virtuelle dritte Zahnreihe entsteht. Die Zahnluckenspitzen 12 und 14 der Hohlräder 2 und 4 liegen auf einem Kreis 18 mit dem Mittelpunkt 16, welcher der Durchstoßpunkt der gemeinsamen mathematischen Achse der beiden Hohlräder durch die Zeichenebene ist. Die Zahnluckenspitzen 20 der virtuellen dritten Zahnreihe dagegen liegen auf einem Kreis 22, dessen Mittelpunkt 24 gegenüber dem Mittelpunkt 16 des Kreises 18 versetzt ist.

In Fig. 1 erkennt man weiterhin, daß in die "Zahnlucken" der virtuellen dritten Zahnreihe die Außenzähne 7 des Ringelementes 6 derart eingreifen, daß die Spitzen der Zähne 7 des Ringelementes 6 bis in die Zahnluckenspitzen 20 der virtuellen Zahnlucken vordringen. Die Höhe der Zähne 7 des Ringelementes 6 ist doppelt so groß wie der Abstand zwischen den Mittelpunkten 16 und 24.

Innerhalb des Ringelementes 6 ist die Drehscheibe 8 angeordnet; zwischen der Drehscheibe und dem Ringelement sind Walzen 25 vorgesehen, um eine Drehung des Ringelementes 6 gegenüber der Drehscheibe 8 zu ermöglichen.

Gemäß Fig. 1 hat das hintere Hohlrad 2 nur 78 Zähne 13, wogegen das vordere Hohlrad 4 geringfügig mehr, nämlich 80 Zähne 15 trägt. Das außenverzahnte Ringelement 6 trägt 79 Zähne 7, deren Breite gemäß der unteren Hälfte der Fig. 3 so groß ist, daß sie mit den Zahnreihen der beiden Hohlräder 2 und 4 kämmen. Gemäß Fig. 3 ist das innenverzahnte Hohlrad 2 festgehalten. Gemäß der Tabelle der Fig. 16, die später noch im Einzelnen besprochen werden wird, kommt in diesem Falle nur ein Antrieb der Drehscheibe 8 über die Antriebswelle 10 infrage. Eine Abtriebswelle

- 10 -  
- 2 -

könnte mit dem Ringelement 6 verbunden sein, doch ist in der Konstruktion der Fig. 3 die andere in der Tabelle der Fig. 16 genannte Möglichkeit gewählt, das Hohlrad 4 mit der Abtriebswelle 26 zu verbinden. Die Drehung der Drehscheibe 8 bewirkt eine Drehung des Ringelementes 6, dessen Zähne 7 sich dabei in den Zähnen 13 des festgehaltenen innenverzahnten Hohlrades 2 abstützt. Die Zahnzahldifferenz zwischen dem Ringelement 6 und dem innenverzahnten Hohlrad 4 beträgt 1, bei einer Zahnzahl des Hohlrades 4 von 80. Es ergibt sich hieraus, gemäß der Tabelle der Fig. 16, ein Untersetzungsverhältnis von 39, d.h. bei 39 Umläufen der Antriebswelle 10 macht die Abtriebswelle 26 einen Umlauf.

Bei dem in Figur 1 dargestellten Getriebe mit einem Untersetzungsverhältnis von 39 liegen gemäß Anspruch 3 (der für große Übersetzungen gilt) zur Erzielung einer konstanten Teilung (Abstand der Zahnflückenspitzen 20) der virtuellen dritten Zahnreihe die Zahnflückenspitzen der beiden Hohlräder auf einem einzigen Kopfkreis 18. Bei einem kleineren Untersetzungsverhältnis jedoch, wie es in Figur 2 dargestellt ist, sind die Zähne der beiden Hohlräder in ihrer Höhe derart unterschiedlich, daß ein gemeinsamer Kopfkreis 18 zu größeren Fehlern in den Winkeln der Zahnflanken führen würde. In diesem Fall sind, gemäß Anspruch 2, zur Erzielung einer konstanten Teilung der virtuellen dritten Zahnreihe die Zahnreihen der beiden Hohlräder derart angeordnet, daß beide in der Höhe von einem Kreis 19 halbiert werden. Hierdurch wird auch bei kleineren Untersetzungsverhältnissen der Fehler der Zahnflankenwinkel in den Grenzen der Fertigungstoleranzen gehalten.

In Fig. 4 ist perspektivisch und schematisch ein Zahn 7 des Ringelementes 6 dargestellt. Dieser Zahn kämmt mit den ange deuteten Zahnflanken 12a und 14a der Zähne 13 und 15.

- 11.  
- # -

Fig. 5 zeigt in Aufsicht den Gegenstand der Fig. 4. Die dem Zahn 7 anliegenden Bereiche der Zahnflanken 12a und 14a sind mit Kreuzchen bezeichnet.

Fig. 6 zeigt schematisch ein Detail von Fig. 1. Der Zahn 7 des Ringelementes 6 berührt einerseits die Flanke des Zahnes 15 des Hohlrades 4 und andererseits die entsprechende Flanke des Zahnes 13 des Hohlrades 2. Die beiden Zahnreihen bilden miteinander die virtuelle dritte Zahnreihe, deren Zahnlückenspitze 20 mit der Spitze des Zahnes 7 übereinstimmt - soweit diese Spitze nicht in üblicher Weise abgeflacht ist.

Die Zähne 13 und 15 wirken auf den Zahn 7 mit den durch Pfeile 30 und 32 angedeuteten Kräften. Diese Kräfte wurden in die peripheren Komponenten 34 und 36 und in die radialen Komponenten 38 zerlegt. Man erkennt, daß die peripheren Komponenten 36 und 34 sich aufheben, was zur Folge hat, daß auf den Zahn 7 keine Kräfte in Umfangsrichtung wirken. Dies bewirkt einerseits die Selbstsperrung und hat andererseits zur Folge, daß das Ringelement 6 in Umfangsrichtung keine Kräfte zu übertragen braucht und daher - sollte dies erforderlich sein - dünn und elastisch ausgebildet sein kann, ohne daß dadurch die Übertragbarkeit von Drehmomenten und die Lebensdauer beeinträchtigt würden. Auf den Zahn 7 wirken nur die radialen Kraftkomponenten 38, welche den Zahn auf das Ringelement 6 drücken. Diese radialen Kraftkomponenten werden über die Walzen 25 auf die Drehscheibe 8 übertragen und durch die Kraft 17 aufgehoben.

Da das Ringelement 6 von allen Zähnen 7 und somit aus allen Radialrichtungen rundherum ähnliche Kräfte aufzunehmen hat,

- 12.  
- 8 -

heben sich diese Kräfte weitgehend auf, so daß die Antriebswelle 10 der Drehscheibe 8 nur geringfügig auf Biegung beansprucht wird.

Die Fig. 1 bis 3 betreffen Getriebe gemäß den Ansprüchen 1 bis 6, wobei das eine Hohlrad zwei Zähne mehr hat als das andere Hohlrad. Fig. 7 und 8 dagegen zeigen ein Getriebe gemäß den Ansprüchen 7, 8 und 9, wobei die Differenz der Zähnezahlen 4 beträgt.

In der linken oberen Hälfte der Fig. 7 sind die beiden (36 bzw. 40 Zähne tragenden) Hohlräder 102, 104 dargestellt, deren Zahnreihen sich unter Bildung der virtuellen dritten Zahnreihe überlappen. Die (auf dem Ringelement 106 verschiebbaren) Zähne 107 sind nicht dargestellt, um die Zeichnung nicht zu überlasten. Entsprechend wären in Fig. 1 rechts oben die Zähne 13 einzuzuzeichnen, um - ohne die Zähne 7 - die virtuelle Zahnreihe erkennen zu können.

Bei Fig. 7 liegen die Zahnlückenspitzen 120 der virtuellen dritten Zahnreihe auf einer Ellipse (entsprechend dem Kreis 22 der Fig. 1). In die Zahnlückenspitzen der virtuellen dritten Zahnreihe eingreifend und mit dieser kämmend sind die Zähne 107 des Ringelementes 106 angeordnet. Dieses Ringelement 106 ist, entsprechend der genannten Ellipse, elliptisch ausgebildet. Ebenso wie bei Fig. 1 ist im Inneren des Ringelementes 106 eine Drehscheibe 108 angeordnet, und zwischen der Drehscheibe 108 und dem Ringelement 106 sind Walzen 125 vorgesehen.

Bei der Ausführungsform der Fig. 7 und 8 ist die Zahnteilung (Abstand der Zahnlückenspitzen 120) der virtuellen Zahnreihe

- 13.  
- 10 -

ungleichmäßig. Aus diesem Grunde muß entweder, wie dies in der rechten Hälfte der Fig. 7 dargestellt ist, das Ringelement elastisch und biegsam ausgebildet sein, oder die Zähne 107 müssen (linke Hälfte der Fig. 7) auf dem Ringelement etwas gegeneinander verschiebbar sein. Zwei Möglichkeiten einer verschiebbaren Anordnung der Zähne auf dem Ringelement sind in den Fig. 9, 10 und 11 einerseits und in Fig. 12 und 13 andererseits dargestellt:

Gemäß Fig. 10 und 11 weist das Ringelement 106 seitliche Führungen 152 und 154 auf, welche Vorsprünge 156 und 158 des Zahnes 107 übergreifen. Die in Fig. 9 perspektivisch dargestellten Zähne 107 sind somit in Umfangsrichtung des Ringelementes 106 verschiebbar.

Eine andere Möglichkeit ist in den Fig. 12 und 13 dargestellt. Gemäß Fig. 12 weist das Ringelement 106 Durchbrechungen 159 auf, in welchen - mit seitlichem Spiel 157 - die Füße 160 von Zähnen 107 stecken. Fig. 13 zeigt einen Abschnitt des Ringelementes 106 mit vier Durchbrechungen 159, wobei in die drei linken Durchbrechungen Zähne 107 mit ihren Füßen 160 eingesetzt sind. Diese Zähne 107 haben seitlich durch das Spiel 157 eine hinreichende Bewegungsmöglichkeit in peripherer Richtung.

Die Figuren 14 und 15 dienen der Illustration der Ansprüche 11 und 12:

Fig. 14 zeigt eine Abbildung ähnlich der oberen Hälfte der Fig. 1. Fig. 15 zeigt einen Abschnitt aus einem zick-zackförmig gebogenen Blech. Die einzelnen nach oben vorstehenden Zacken dieses Bleches bilden die Zähne 207 des Ringelementes 206 (Fig. 14 rechts), wenn man das zick-zack-förmig gebogene Blech

709815/0644

- 14 -

um die Drehscheibe 208 legt. Die Zähne 207 greifen dann, wie die Zähne 7 der Fig. 1, in die virtuelle dritte Zahnreihe. Die direkte Anordnung des zick-zack-förmig gebogenen Bleches auf der Drehscheibe 208 ist bei Stellantrieben möglich, da in diesem Falle die aufgrund der relativen Drehbewegung der Teile zueinander auftretende Reibung vernachlässigbar ist. Bei schnelleren Drehbewegungen wählt man jedoch vorteilhaft die in der linken Hälfte der Fig. 14 dargestellte Anordnung. Das zick-zack-förmige Blech sitzt auf einem Ring 305 und bildet mit diesem zusammen das Ringelement 306. Der Ring 305 ist mittels Walzen 325 auf der Drehscheibe 308 derart gelagert, daß bei einer Relativbewegung des Ringes 305 gegenüber der Drehscheibe 308 nur eine minimale Reibung auftritt.

Ein zick-zack-förmig gebogenes Blech gemäß den Fig. 14 und 15 hat die gleichen Vorteile wie das elastisch und biegsam ausgeführte Ringelement der rechten Hälfte der Fig. 7. Bei ungleichmäßiger Teilung der virtuellen dritten Zahnreihe bietet somit das zick-zack-förmige Blech nicht nur den Vorteil, leicht und billig herstellbar zu sein, sondern auch darüber hinaus die ungleichmäßige Teilung der virtuellen dritten Zahnreihe auszugleichen.

Fig. 16 zeigt schematisch, ähnlich wie Fig. 3 und 8, die gegenseitige Zuordnung der vier erfindungswesentlichen Bauteile, nämlich der beiden Hohlräder 3 und 4, des Ringelementes 6 und der Drehscheibe 8. In der Tabelle ist angegeben, welcher Teil (8 bzw. 2 bzw. 4) angetrieben, welcher Teil (2 bzw. 4 bzw. 6 bzw. 8) festgehalten und welcher Teil (2 bzw. 4 bzw. 6) mit der Abtriebswelle verbunden werden kann.

Man entnimmt beispielsweise der Tabelle, daß bei einem Antrieb des einen Hohlrades nur das andere Hohlrad mit der Ab-

- 12 -

. 15.

triebswelle verbunden sein kann; wegen der Selbstsperrung ist keine Drehmomentübertragung auf das Ringelement 6 möglich, so daß bei Antrieb eines der Hohlräder weder das Ringelement 6 noch die Drehscheibe 8 mit der Abtriebswelle verbunden sein können.

Durch einen Pfeil ist in der Spalte "Antrieb" die Drehrichtung angegeben. In der Spalte "Untersetzung" findet man außer dem Übersetzungsverhältnis die Drehrichtung der Abtriebswelle, ebenfalls durch einen Pfeil bezeichnet; ist dieser Pfeil gleich gerichtet mit dem Pfeil in der Spalte "Antrieb", so wird im gleichen Drehsinne abgetrieben, ist der Pfeil in der Spalte "Untersetzung" dem Pfeil in der Spalte "Antrieb" entgegen gerichtet, so wird in entgegengesetztem Drehsinne abgetrieben.

Bei der Berechnung der in der Spalte "Untersetzung" angegebenen Übersetzungsverhältnisse wurde von den folgenden Zähnezahlen ausgegangen:

Hohlrad 2	$Z_2 = 80$
Hohlrad 4	$Z_4 = 78$
Ringelement 6	$Z_6 = 79$



**16**  
**Leerseite**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

• 24 •

2545681

Fig. 1  
=====

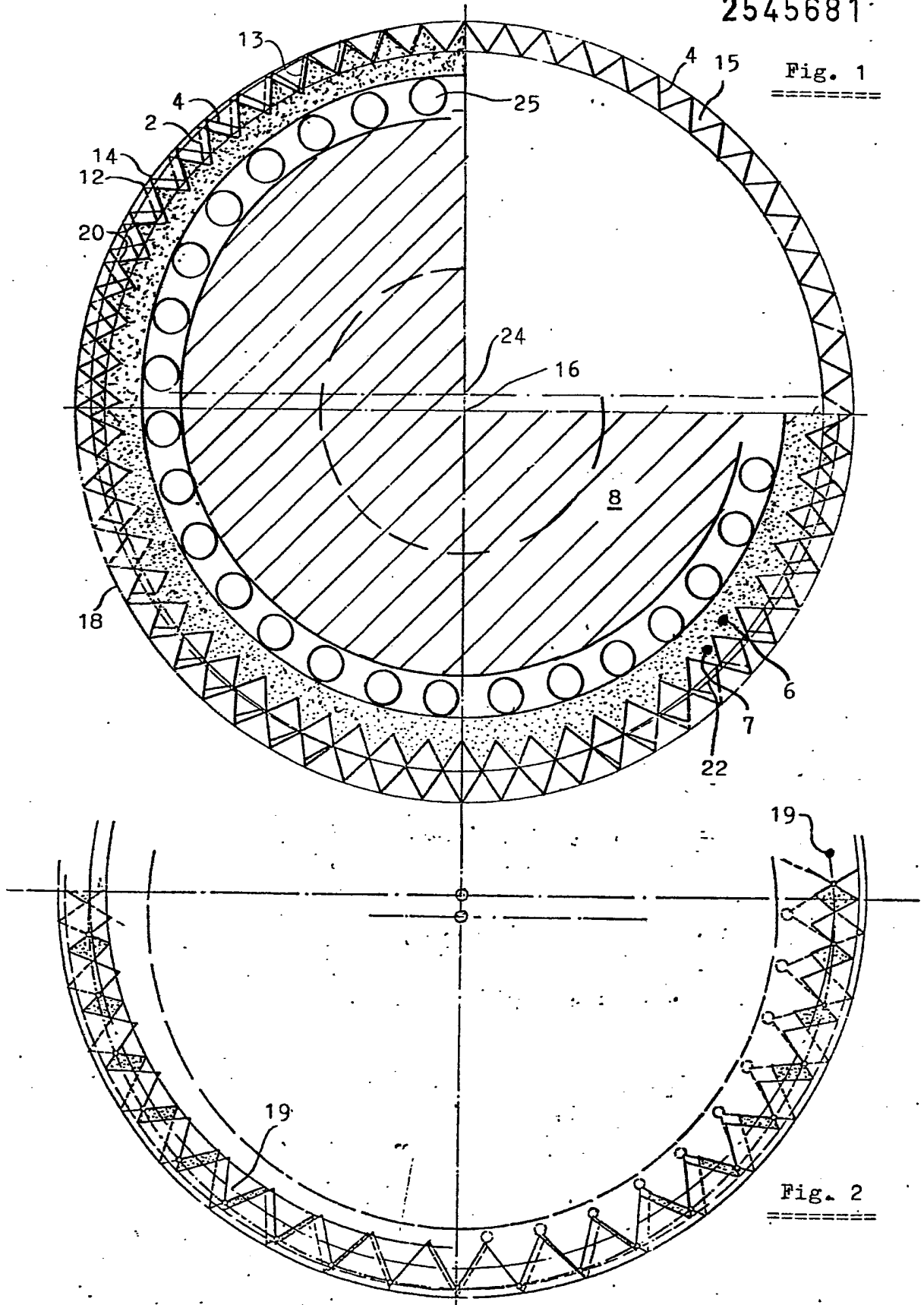
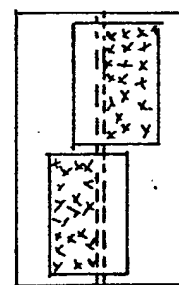
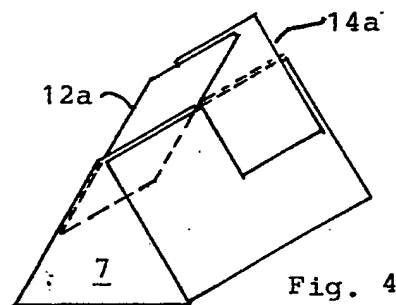
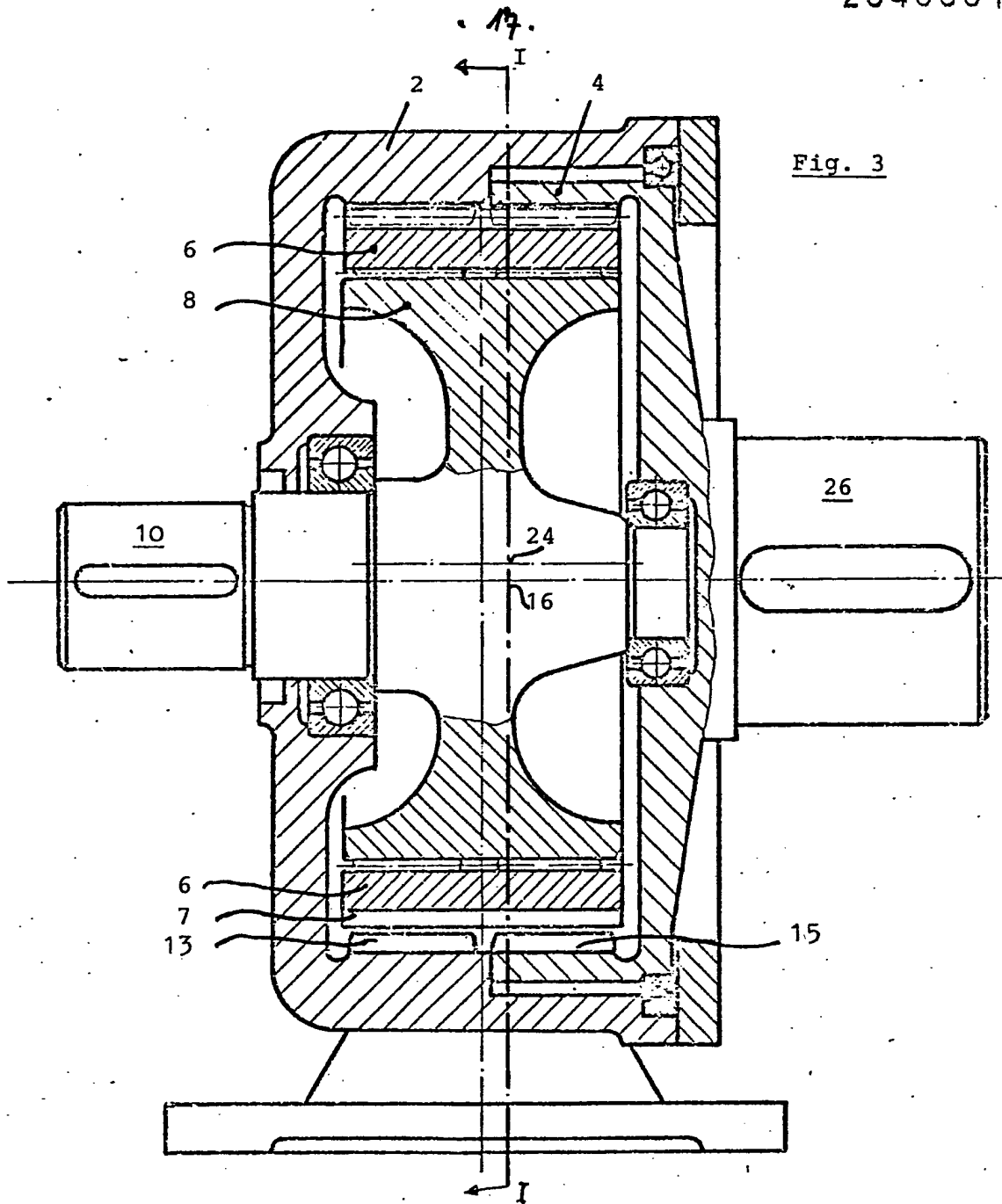


Fig. 2  
=====



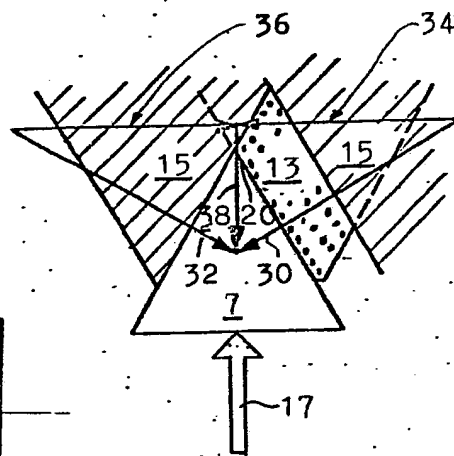
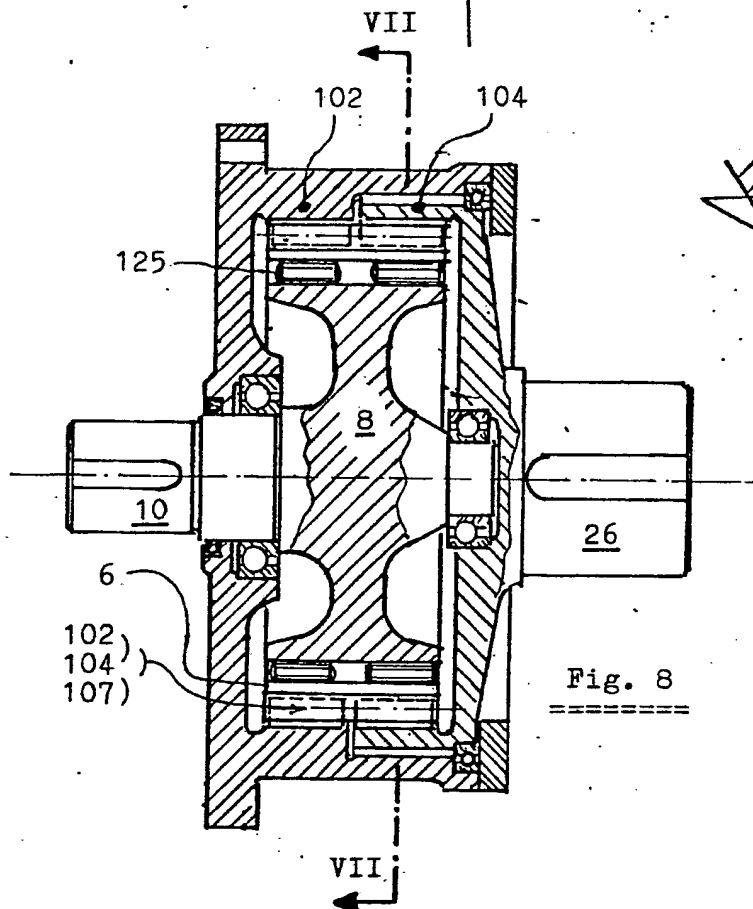
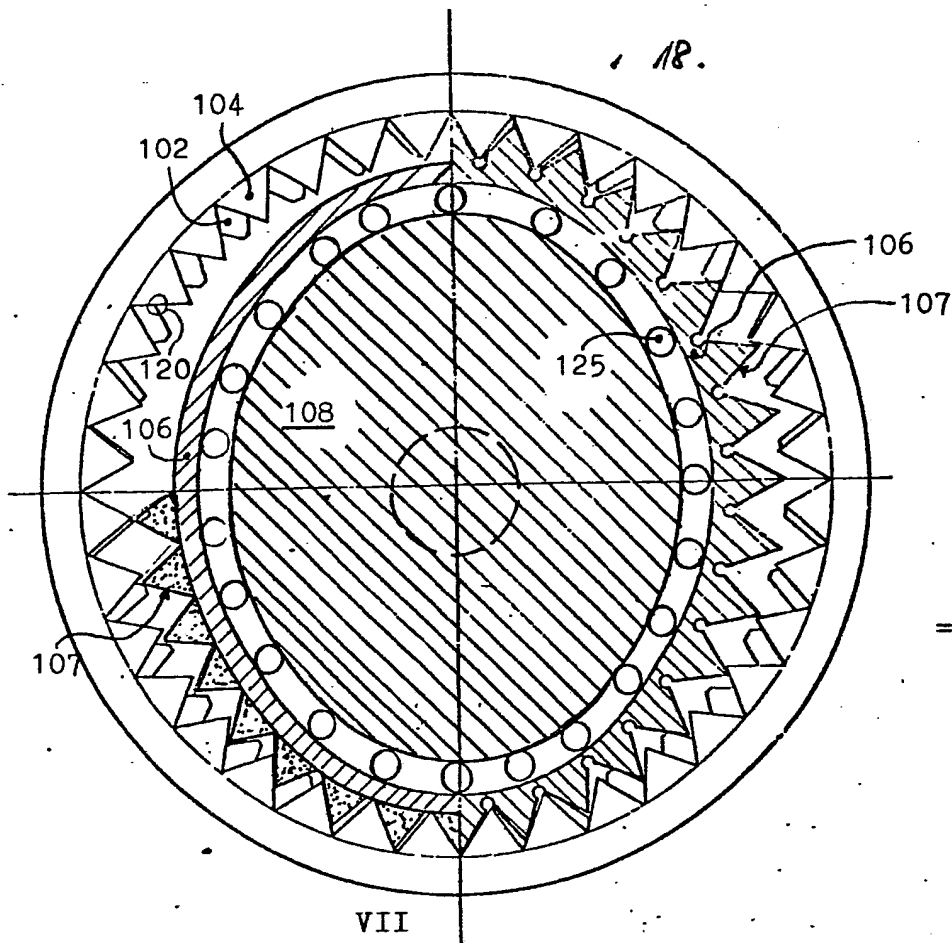


Fig. 9

2545681

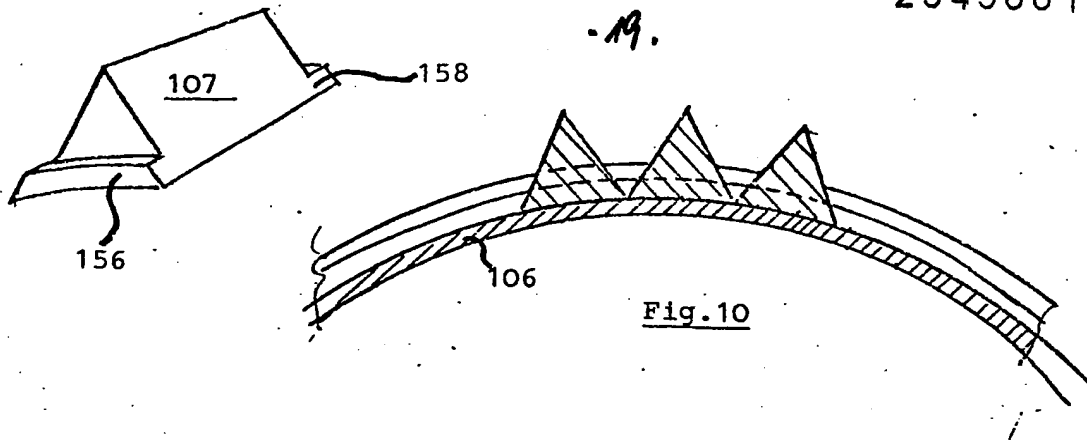


Fig. 10

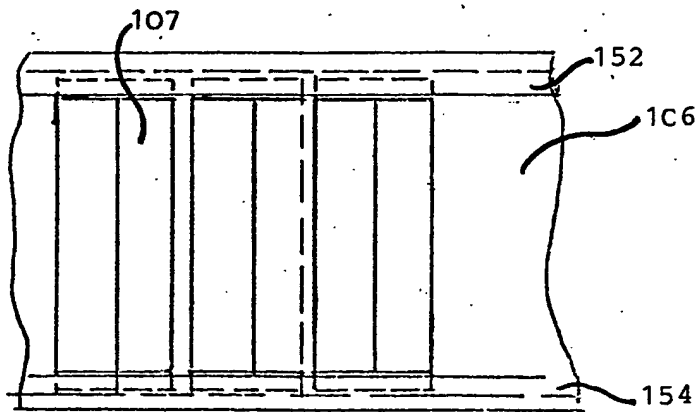


Fig. 11

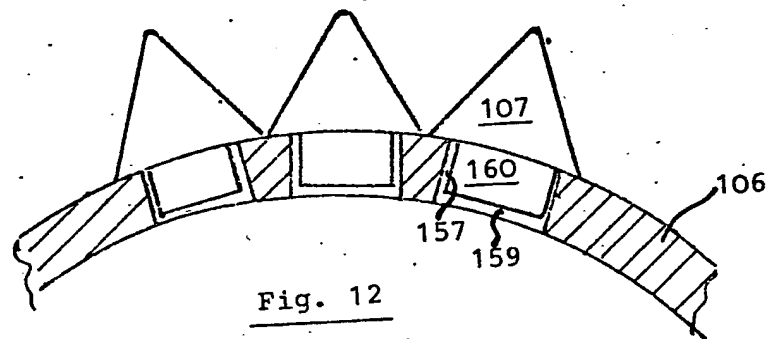
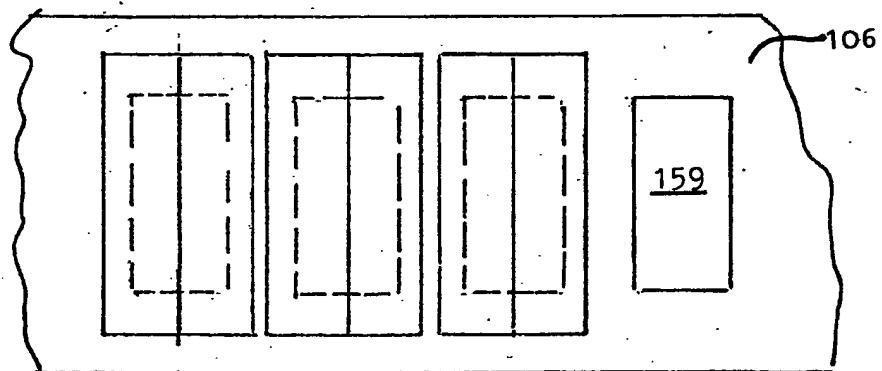


Fig. 12

Fig. 13



709815/0644

20.

Fig. 14

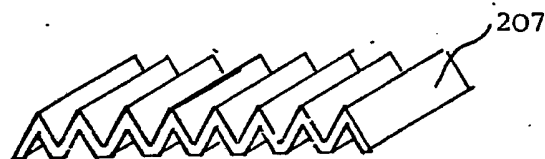
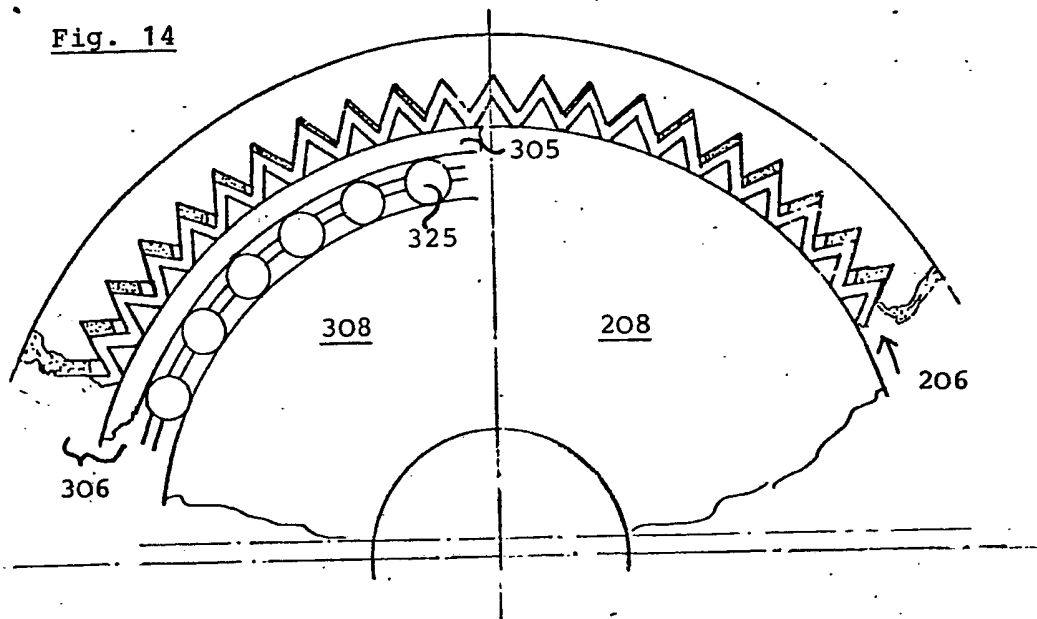


Fig. 15

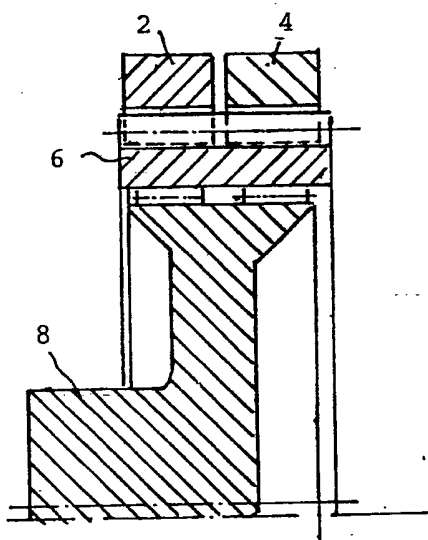


Fig. 16

BEISPIEL  $Z_2=80$   $Z_4=78$   $Z_6=79$ 

ANTRIEB	FEST	ABTRIEB	UNTERSETZUNG
8 ↓	2	4	↑ 39
8 ↓	4	2	↓ 40
8 ↓	6	4+2	↑ 39 - 40 ↓
8.	6	4+2	$M_1 \cdot n_1 = M_2 \cdot n_2$ DIFFERENTIALGETRIEBE
8 ↓	2	6	↑ 78
8 ↓	4	6	↓ 80
2	—	4	1:1 KUPPLUNG SELBSTSPERRUNG
2 ↓	8.	4	↓ 1,025
4 ↓	8	2	↓ 0,975

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☒ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**